

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 4 月 3 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 0 0 1 9 7
Application Number:

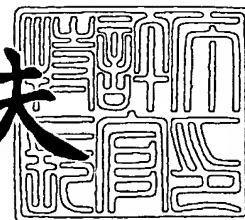
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 3 - 1 0 0 1 9 7]

出 願 人 日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司
Applicant(s):

2 0 0 4 年 2 月 2 7 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫





【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-03163

【提出日】 平成15年 4月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 31/00

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 西井 聡

【特許出願人】

 【識別番号】 000003997

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

 【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】

 【識別番号】 100062199

 【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外
国特許事務所

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 志賀 富士弥

 【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

 【識別番号】 100096459

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

 【識別番号】 100086232

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 小林 博通



【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要



【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられ、かつ少なくとも下流側の部分はシリンダヘッド内部に位置する隔壁と、

この隔壁の上流端に近接して位置する回動可能な板状の弁体からなり、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、

上記シリンダヘッドに取り付けられ、かつ上記隔壁の下流端よりも下流側の空間を通して吸気弁の弁開口部へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁と、

を備え、

上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記隔壁の上流端と上記弁体との間に、間隙が設けられていることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられ、かつ少なくとも下流側の部分はシリンダヘッド内部に位置する隔壁と、

この隔壁の上流端に近接して位置する回動可能な板状の弁体からなり、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、

上記シリンダヘッドに取り付けられ、かつ上記隔壁の下流端よりも下流側の空間を通して吸気弁の弁開口部へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁と、

を備え、

閉位置における弁体の下流でかつ該弁体に近い位置において、上記隔壁に開口部が設けられていることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 上記燃料噴射弁からの噴霧が上記隔壁の下流端に衝突しないよ



うに上記燃料噴射弁が配置され、かつ上記噴霧が、上記隔壁の下流側への延長線を横切ることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 上記噴霧の最外部と上記隔壁の下流端とが隣接する限界まで上記隔壁が下流側に延びていることを特徴とする請求項 3 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 上記吸気制御弁は、回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続することを特徴とする請求項 1 ～ 4 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、その弁体の一部が他方の流路側に突出していることを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、上記弁体が、吸気流を他方の流路へ案内する方向に傾斜していることを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 8】 上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項 1 ～ 7 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 9】 上記隔壁の上方に上記燃料噴射弁が配置されていることを特徴とする請求項 8 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 10】 各気筒に一对の吸気弁を備えるとともに、上記燃料噴射弁が各吸気弁へ向かう一对の噴霧を形成するように構成されていることを特徴とする請求項 1 ～ 9 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

【0002】

**【従来の技術】**

例えば、火花点火式内燃機関における安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献1に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献2あるいは特許文献3に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が流入するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

【0005】

特に、特許文献3には、上記隔壁へ向けて燃料を噴射するように燃料噴射弁を配置し、隔壁に付着した燃料液滴を隔壁先端部の三角形状部分から吸気弁に滴下させるようにした構成が開示されている。

【0006】**【特許文献1】**

特開 2002-54535 号公報

【0007】**【特許文献2】**

特開平 6-159079 号公報

【0008】

【特許文献 3】

特開平 6-159203 号公報

【0009】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0010】

また特許文献 3 のように燃料噴霧が隔壁に付着すると、大きな液滴に成長してシリンダ内に流入することから、排気中の HC が増加する。

【0011】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができ、かつ HC の悪化を生じない内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、この隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。上記隔壁は、少なくとも下流側の部分はシリンダヘッド内部に位置している。

【0013】

なお、本件の請求項における「吸気ポート」という用語は、必ずしもシリンダヘッド内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド外部の他の部材、例えば吸気マニホールドの一部として構成される場合も含む。例えば、後述する実施例では、シリンダヘッド内に形成された吸気ポート部分と吸気マニホールドブランチ部内の通路の先端部分とを含めた範囲が請求項の「吸気ポート」に相当する。

【0014】

上記吸気制御弁は、回転軸を中心に回転可能な板状の弁体からなり、上記隔壁の上流端に近接して位置している。

【0015】

また、吸気弁の弁開口部へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁が上記シリンダヘッドに取り付けられており、上記隔壁の下流端よりも下流側の空間を通して燃料を噴射するようになっている。

【0016】

そして、第1の発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記隔壁の上流端と上記弁体との間に、2つの流路の間の連通路となるように、間隙が設けられている。

【0017】

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局所的な圧力低下が生じ、これが、連通路となる間隙の出口側（他方の流路に面する側）に作用する。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記間隙との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ上記間隙を通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

【0018】

そして、燃料噴射弁から噴射された燃料噴霧は、上記隔壁の下流端よりも下流側の空間を通過して吸気弁の弁開口部へ向かう。吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した状態では、上述の還流作用によって強められた他方の流路からの吸気の流れとともに、良好な混合気となってシリンダ内に流入する。

【0019】

また、第2の発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した状態での2つの流路の間の連通路として、閉位置における弁体の下流でかつ該弁体に近い位置において、上記隔壁に開口部が設けられている。この構成においても、上記と全く同様に、吸気制御弁が一方の流路を遮蔽したときに、連通路となる開口部に圧力低下が作用し、遮蔽した流路を介して吸気の一部が還流して、シリンダ内のガス流動が強化される。

【0020】**【発明の効果】**

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【0021】

特に、本発明によれば、一方の流路を遮蔽した状態において、燃料噴霧が隔壁と干渉せずに、上記の還流を伴う吸気の流れによって良好な混合気となってシリンダ内に流入するため、排気中のHCが抑制される。

【0022】**【発明の実施の形態】**

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0023】

図1および図2は、この発明をポート噴射型火花点火式内燃機関の吸気装置に

適用した第1実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンブルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート5および排気ポート6が形成されており、吸気ポート5の先端を吸気弁7が開閉し、かつ排気ポート6の先端を排気弁8が開閉している。ここで、吸気ポート5は、先端部が中央壁部15を介して二股状に分岐しており、各気筒に一对設けられた吸気弁7がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁8も各気筒に一对設けられている。そして、これらの4つの弁に囲まれた燃焼室4中心部に、点火栓9が配置されている。なお、シリンダ2内に配置されたピストン10は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じてタンブルを用いた燃焼に適した所望の形状に構成される場合もある。

【0024】

そして、図1に示すように、本実施例では、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁11が設けられている。この隔壁11は、例えばアルミニウム合金にてシリンダヘッド3を鋳造する際に別体の金属板（例えば鋼板）を鋳込むことによって構成されており、その下流端11aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。より詳しくは、吸気ポート5が二股状に分岐する中央壁部15上流の分岐点15aの直前まで、上記下流端11aが延びている。ここで、図示例では、この隔壁11が存在する長手方向の部分で吸気ポート5がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁11もほぼ直線状の断面形状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート5が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁11が設けられる。また、隔壁11の上流端11bは、吸気マニホルド21が取り付けられるシリンダヘッド3の吸気マニホルド取付座面22にまで延びている。つまり、この実施例では、隔壁11の全体がシリンダヘッド3内部に位置している。なお、吸気マニホルド取付座面22の機械加工の際に、鋼板等からなる隔壁11に工具が接触することのないように、隔壁11の上流端11bを吸気マニホルド取付座面22から内側（吸気ポート5下流側）に

僅かに後退した位置に設定してもよい。図 2 に示すように、この隔壁 11 の上流端 11b および下流端 11a は、上記取付座面 22 と平行な直線状をなし、従って、上記隔壁 11 を構成する金属板は、全体として台形状をなしている。

【0025】

上記のように隔壁 11 が設けられていることにより、吸気ポート 5 内は、その下流側部分を除き、上側の通路状部分つまり第 1 流路 5A と下側の通路状部分つまり第 2 流路 5B とに分割される。

【0026】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート 5 や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ 2 の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。

【0027】

また上記吸気ポート 5 は、上記吸気マニホールド 21 の各気筒毎のブランチ部 23 におけるブランチ部通路 24 に連続しており、これによって、上流側の図示せぬコレクタ部から各シリンダ 2 に至る気筒毎の吸気通路が構成されている。上記ブランチ部通路 24 は、吸気ポート 5 に近い下流側部分では、吸気ポート 5 の形状に沿った直線状をなし、かつこれよりも上流側の部分では、上方に位置するコレクタ部へ向かって上方へ湾曲している。

【0028】

そして、上記ブランチ部通路 24 の下流側の端部に、上記隔壁 11 により区画されてなる下側の第 2 流路 5B を入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁 31 が設けられている。この吸気制御弁 31 は、回転軸 32 を中心に回動可能な板状の弁体 33 を備えたもので、上記回転軸 32 が、上記隔壁 11 の上流側への延長線上、特に、吸気マニホールド 21 のブランチ部 23 側に位置し、この回転軸 32 に、板状をなす弁体 33 の一端が固定されている。詳しくは、上記弁体 33 は、上記の第 2 流路 5B を開閉するために回転軸 32 から一方へ延びた主弁部 33a を有するとともに、これとは反対側へ相対的に短く延びた延長部 33b を有している。上記主弁部 33a は、ブランチ部通路 24 の下側の断面形状に応じて、楕円を 2 分したような形状（図 2 参照）をなしている。これに

対し、上記延長部 33b の先端つまり下流端 33c は、図 2 に示すように、吸気マニホールド取付座面 22 および隔壁 11 の上流端 11b と平行な直線状をなしている。また、上記回転軸 32 は、上記隔壁 11 の上流端 11b に近接しているものの、少なくとも上記延長部 33b が干渉しない程度に、上記上流端 11b から離れている。本実施例では、上記延長部 33b の先端つまり下流端 33c が、ブランチ部 23 の先端フランジ面（吸気マニホールド取付座面 22 と実質的に同じ面）よりも僅かに上流側に後退して位置している。

【0029】

上記回転軸 32 は、図示せぬアクチュエータに係属しており、タンブルを強化すべき運転条件では、弁体 33 が図示の姿勢のような閉位置に制御され、下側の第 2 流路 5B を、その入口側で遮蔽する。このとき、主弁部 33a は回転軸 32 より上流側にあり、吸気制御弁 31 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5A へ案内する方向に、弁体 33 が傾斜した状態となる。換言すれば、このような所定の傾斜位置で回転軸 32 より下側の領域を完全に塞ぐように、上記主弁部 33a の外形状が設定されている。上記の閉位置における弁体 33 の傾斜角（隔壁 11 を上流側へ延長した線と弁体 33 とのなす角）は、 $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 程度である。また、このような閉位置に回転すると、主弁部 33a の反対側に位置する下流側の延長部 33b は、隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5A 側に突出した状態となる。そして、隔壁 11 の上流端 11b と弁体 33 の延長部下流端 33c との間には、第 1 流路 5A 上流端と第 2 流路 5B 上流端とを連通させる連通路となる適宜な大きさの間隙 12 が生じる。この実施例では、図 2 に示すように、それぞれ直線状をなす隔壁上流端 11b と弁体下流端 33c との間に、一定幅の間隙 12 が確保される。

【0030】

一方、吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、上記吸気制御弁 31 は、吸気ポート 5 の長手方向に沿った開位置に制御され、第 2 流路 5B を開放することとなる。この開位置では、上記弁体 33 が隔壁 11 と直線状に連続した姿勢となり、吸気流と平行となる。そして、延長部 33b も上記隔壁 11 と直線状に整列し、延長部 33b の先端（下流端 33c）と隔壁 11 の上流端 11b

とが互いに隣接した状態となる。

【0031】

また、各気筒の吸気ポート5へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁41が、シリンダヘッド3の吸気ポート5上方に配置されている。この燃料噴射弁41は、一対の吸気弁7に対応して略V字形に分岐した噴霧Fを形成し得る形式のもので、吸気ポート5の上方で、かつシリンダヘッド3の水平面上で見ると図2に示すように吸気ポート5の幅方向（機関前後方向）の中央部に位置している。また、吸気ポート5の長手方向については、図1に示すように、吸気弁7の弁頭部つまり弁開口部を指向する噴霧Fが隔壁11と干渉することのないように、比較的下流側つまり吸気弁7寄りに配置されており、例えば、その噴口部つまり先端部が、隔壁11の中間部の上方に位置している。そして、噴霧Fは、隔壁11の下流端11aよりも下流側の空間5Cを通して、弁開口部と略等しい径となるように拡がっていく。この噴霧Fは、吸気ポート5上方から弁開口部へ向かうので、隔壁11を下流側へ延長した延長線を横切る形となるが、隔壁11の下流端11aは、噴霧Fとの干渉を避けつつ、できるだけ下流側に位置している。換言すれば、噴霧Fの最外部と上記隔壁11の下流端11aとが隣接する限界まで上記隔壁11が下流側に延びている。なお、噴霧Fの形状は、吸気ポート5内の圧力等によって多少変化するので、噴霧Fと干渉することのないように、適宜な余裕を見込んで下流端11aの位置が設定されている。また、この燃料噴射弁41の噴霧Fが通過する凹部42が、吸気ポート5の上壁面に形成されている。

【0032】

なお、図示しないが、この内燃機関は、排気系から吸気系に排気の一部を還流させるために、排気還流制御弁などを含む公知の排気還流装置を備えており、特に、シリンダ2内のタンプルを積極的に利用して高い排気還流率の下での安定した燃焼を実現することにより、部分負荷域での燃費低減を図った構成となっている。還流排気は、吸気マニホールド21の図示せぬコレクタ部などにまとめて導入してもよく、あるいは、各気筒のブランチ部通路24にそれぞれ分配して導入することも可能である。

【0033】

次に、図 3 の説明図を用いて、上記実施例の構成における基本的な作用について説明する。吸気行程において、吸気弁 7 が開き、かつピストン 10 が下降すると、吸気は、吸気弁 7 周囲の弁隙間を通して、シリンダ 2 内に流入する。このとき、吸気制御弁 31 が開位置にあれば、第 1 流路 5 A および第 2 流路 5 B の双方を通して吸気が流れ、吸気弁 7 の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンダ 2 内に発生するガス流動は比較的弱い。

【0034】

これに対し、吸気制御弁 31 が図 3 に示すように閉位置に制御されると、下側の第 2 流路 5 B が遮蔽され、上側の第 1 流路 5 A のみを通して吸気がシリンダ 2 側へ流れることになる。特に、図 3 に示すように吸気ポート 5 の上側の内壁面 5 a（以下、上側内壁面 5 a と記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート 5 の下側の内壁面 5 b（以下、下側内壁面 5 b と記す）に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁 7 の周囲について見たときに、吸気弁 7 の下側つまりシリンダ 2 外周に近い側の弁隙間 20 a では、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁 7 の上側つまり点火栓 9 に近い側の弁隙間 20 b では、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ 2 内には、矢印で示すように、吸気弁 7 側から排気弁 8 側を経てピストン 10 頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁 31 が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第 1 流路 5 A のみを通流するように絞られるので、第 1 流路 5 A において、隔壁 11 の上流端 11 b 付近で、局所的な圧力低下が生じ、破線 13 で示すような低圧領域が発生する。第 1 流路 5 A と第 2 流路 5 B との間の連通路となる間隙 12 は、この低圧領域 13 に向かって開口する形となるので、第 2 流路 5 B の下流側の開口端 14 との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口端 14 が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端 14 から吸気を取り込まれるとともに、吸気ポート 5 の上流側へ向かって逆に流れ、かつ間隙 12 から第 1 流路 5 A へと合流する。つまり、第 1 流路 5 A 通過後に吸気ポート 5 の下側の領域へと拡がろうとした吸気が第 2 流路 5 B を通して上流側へ還流し、上側の第 1 流路 5 A へと戻されることになる。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間 20 a を通る吸気流がより少なくなる。

と同時に、上側の弁隙間 20 b を通る吸気流がより多くなり、シリンダ 2 内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の弁隙間 20 a を通る吸気流は、シリンダ 2 内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の弁隙間 20 b を通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の弁隙間 20 a を通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

【0035】

このようにシリンダ 2 内に形成される強いタンブルは、燃費向上のために大量に排気還流を行う上で非常に有用であり、部分負荷域において、高排気還流率となる大量の排気還流を与えつつ吸気制御弁 31 を閉じて強いタンブルを生成することによって、安定した燃焼を実現でき、燃費向上を達成できる。

【0036】

特に、上記の実施例では、図示の閉位置において、弁体 33 の延長部 33 b が隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5 A 側に突出しているため、その背面側により効果的に低圧領域が発達し、間隙 12 を通した吸気の還流が確実に行われる。

【0037】

そして、高速高負荷域などで吸気制御弁 31 が開位置となったときには、前述のように弁体 33 と隔壁 11 とが直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部 33 b によって間隙 12 が狭められるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、本実施例では、図 1 に示すように、弁体 33 が一定厚の板状ではなく、主弁部 33 a および延長部 33 b の双方で、先端へ向かって徐々に薄くなるテーパ状の断面形状を有しているため、吸気流が円滑に流れ、吸気抵抗がより低減する。

【0038】

図 4 は、上記実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大であることを意味する。また、図 5 は、比較例として、連通路となる間隙 12 を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図 5 の構成は、単に隔壁

11と吸気制御弁31とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。
なお、両者とも吸気制御弁31の開口率は同一（約20%）である。

【0039】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図5のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁11の下流端11aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁11の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図4では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の弁隙間20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0040】

図6は、図4もしくは図5のように隔壁11と吸気制御弁31とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図5の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁31を閉じることができると運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。本発明（例えば図4の構成）によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【0041】

従って、燃費向上手段として前述したように大量排気還流と強いタンブルとを組み合わせた運転を、より広い運転領域において行うことができ、内燃機関全体

として、大幅な燃費向上が図れる。そして、同じ運転領域で比較すると、タンブルがより強く生成されることから、より大量の排気還流が可能となり、一層の燃費向上が可能である。

【0042】

一方、上記実施例の構成によれば、燃料噴射弁 41 を吸気マニホールド 21 ではなく吸気マニホールド 21 下流側のシリンダヘッド 3 に取り付けて隔壁 11 の下流端 11a よりも下流側の空間 5C を通して燃料噴射を行うため、吸気制御弁 31 の開閉状態に拘わらず、基本的に燃料噴霧 F が隔壁 11 に衝突せず、燃料の壁面への付着や大きな燃料液滴に成長することが回避される。特に、タンブルを強化すべく吸気制御弁 31 が閉じた状態においては、燃料噴霧 F は、上述の還流作用により強められた上側の第 1 流路 5A を通過した吸気流と合流し、混合ならびに気化が促進されつつシリンダ 2 内に流入する。そのため、冷機始動後のアイドル状態のような吸入空気量が少ないときにも、吸気ポート 5 内壁面に付着する燃料壁流が少なくなり、HC がより低減する。

【0043】

図 8 は、隔壁 11 の下流端 11a の位置と冷機時の HC 排出量との関係を示したものであり、隔壁 11 を長く設定した方がタンブルの強化により HC 排出量は低下する傾向にある。しかしながら、隔壁 11 の長さを長くして下流端 11a の位置を下流側へ延長すると、ある点で、燃料噴霧 F が隔壁 11 の下流端 11a と干渉し、これよりも下流側へ延ばしたのでは、HC 排出量が急激に増大する。例えば前述した特許文献 3 のように燃料噴霧を隔壁に衝突させると、「従来技術」として示す点のように、HC 排出量が大となる。これに対し、本発明では、噴霧 F が干渉しない限界まで下流端 11a の位置を下流側へ延ばすことで、HC 排出量が最小限となる。

【0044】

また、図 7 は、隔壁 11 の下流端 11a の位置とタンブル強さとの関係を示したものであり、太実線が本発明の特性を、細実線が図 5 のような比較例の場合の特性を、それぞれ示す。図示するように、隔壁 11 を長く延長して下流端 11a の位置をより下流側に設定するに従って、タンブル強さは増大する。この傾向は

、本発明のように間隙 12 による還流作用を伴う場合であっても、図 5 のような比較例の場合であっても、基本的に同様である。しかしながら、前述した還流作用により、同じ隔壁 11 の長さであれば、本発明の方が、より強いタンブルが得られる。そして、燃料噴霧 F が隔壁 11 の下流端 11 a と干渉する点よりも隔壁 11 を延長すると、上述した H C の悪化や、燃料壁流のばらつき、燃料応答性の悪化、などの不具合が発生する。そのため、「従来技術」として示す点を用いることは、好ましくない。換言すれば、細実線のような特性でもって本発明と同様のタンブル強さを得ようとする、隔壁 11 をより下流側まで長く延長する必要がある、燃料噴霧 F と隔壁 11 との干渉、ひいては、H C の悪化等の不具合を招来する。本発明では、太実線のような特性となり、かつ噴霧 F と干渉しない限界まで延長することで、上記のような不具合を伴うことなく、強いタンブルを得ることが可能である。

【0045】

次に、図 9 および図 10 は、この発明の第 2 実施例を示している。この第 2 実施例においては、隔壁 11 の上流端 11 b の上流側に隣接して、吸気制御弁 31 の回転軸 32 が配置されており、この回転軸 32 に板状をなす弁体 33 の一端が固定されている。特に、この実施例では、前述した延長部 33 b に相当する部分は具備せず、前述した主弁部 33 a に相当する部分が回転軸 32 から一方へ延びている。

【0046】

従って、隔壁 11 の上流端 11 b と弁体 33 とは実質的に連続しており、前述した間隙 12 は存在しない。そして、この実施例では、前述した間隙 12 に代えて、第 1 流路 5 A と第 2 流路 5 B とを互いに連通させる連通路となる開口部 12' が上記隔壁 11 に形成されている。この開口部 12' は、上流端 11 b の端縁と平行な方向（気筒列方向）に細長く延びたスリット状に形成されており、上記弁体 33 が閉位置にあるときに、該弁体 33 の下流でかつ該弁体 33 に近い位置（つまり前述した低圧領域 13 に対応する位置）に設けられている。なお、図 9、図 10 は概略図となっているが、他の部分の構成は、基本的に、前述した第 1 実施例と同様である。

【0047】

このような第2実施例の構成においても、前述した第1実施例と全く同様に、吸気制御弁31が下方の第2流路5Bを閉じた状態において、隔壁11の上流端11bから僅かに下流側で局部的な圧力低下が生じ、開口部12'を介した還流作用が得られ、シリンダ2内のタンブルが強化される。特に、シリンダヘッド3側に取り付けられた燃料噴射弁41からの燃料噴霧Fと干渉しない限界まで隔壁11が下流側に延長されており、これによって、HCの悪化等を伴わずに強いタンブルを得ることができる。なお、この吸気制御弁31が閉位置にあるときに、弁体33は前述した実施例と同様に傾斜している。また、吸気制御弁31が開いた位置では、弁体33は隔壁11と直線状に整列する。

【0048】

なお、上記の各実施例では、吸気ポート5を隔壁11により上下に分割してタンブル（縦渦）の強化を図っているが、隔壁11を配置する方向を適宜に設定することにより、スワール（横渦）の強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【図面の簡単な説明】**【図1】**

この発明に係る吸気装置の第1実施例を示す断面図。

【図2】

この第1実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図3】

第1実施例の構成を模式的に示した構成説明図。

【図4】

この吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図5】

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図6】

タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

【図7】

隔壁の下流端の位置とタンブル強さとの関係を示す特性図。

【図 8】

隔壁の下流端の位置と H C 排出量との関係を示す特性図。

【図 9】

この発明に係る吸気装置の第 2 実施例を示す構成説明図。

【図 1 0】

この第 2 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【符号の説明】

3 … シリンダヘッド

5 … 吸気ポート

7 … 吸気弁

1 1 … 隔壁

1 2 … 間隙

1 2 ' … 開口部

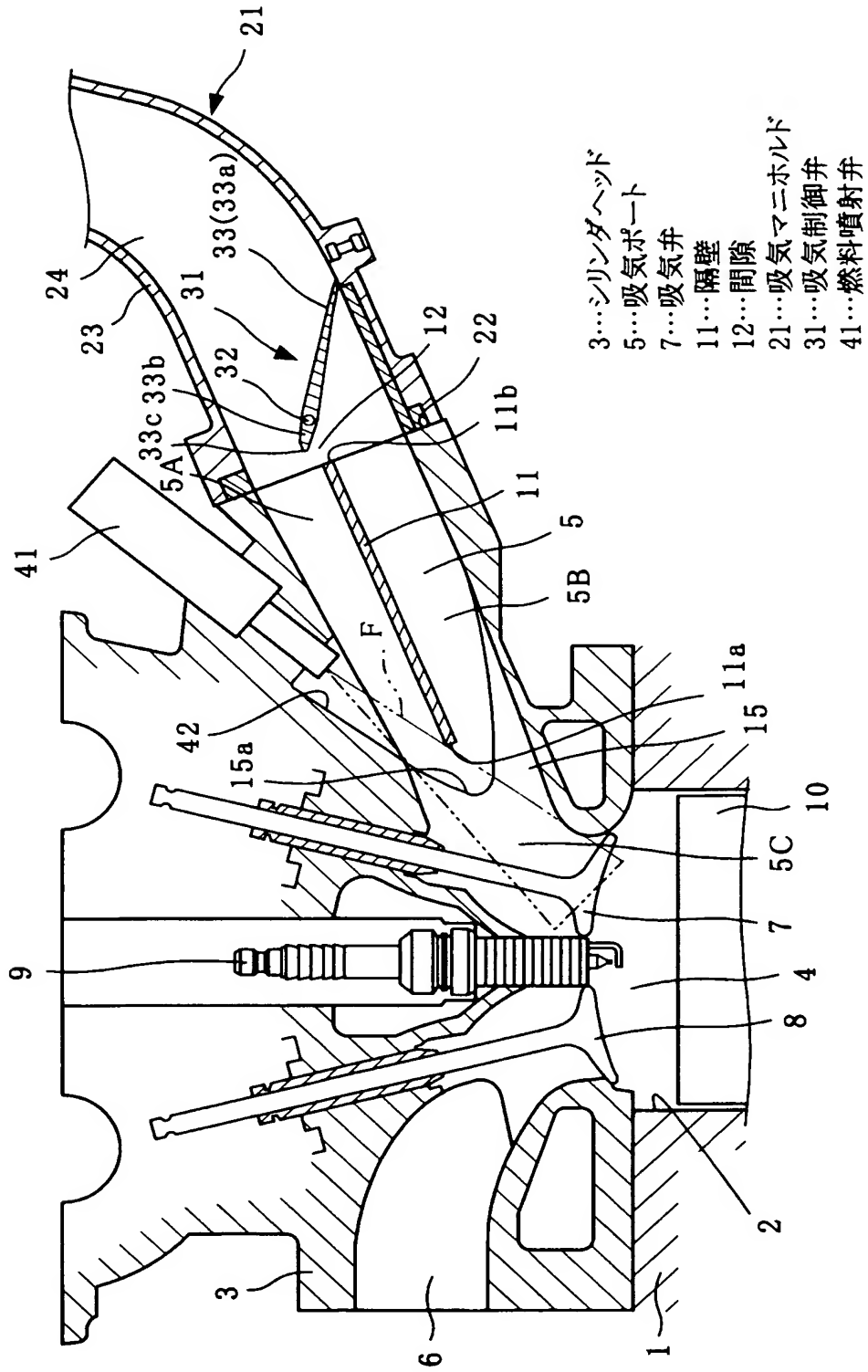
2 1 … 吸気マニホルド

3 1 … 吸気制御弁

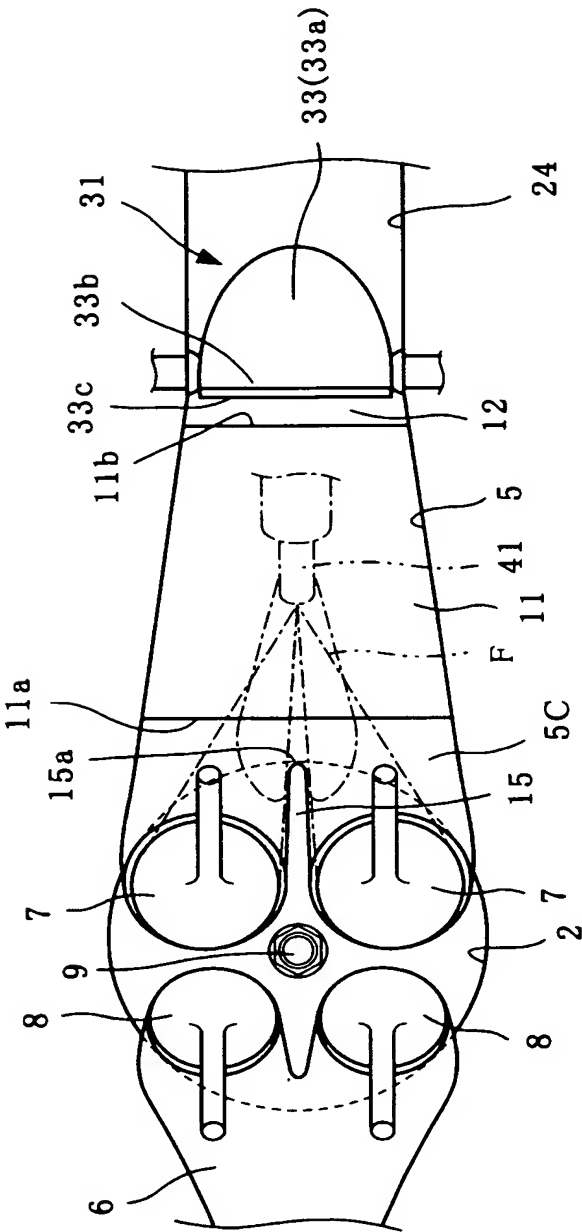
4 1 … 燃料噴射弁

【書類名】 図面

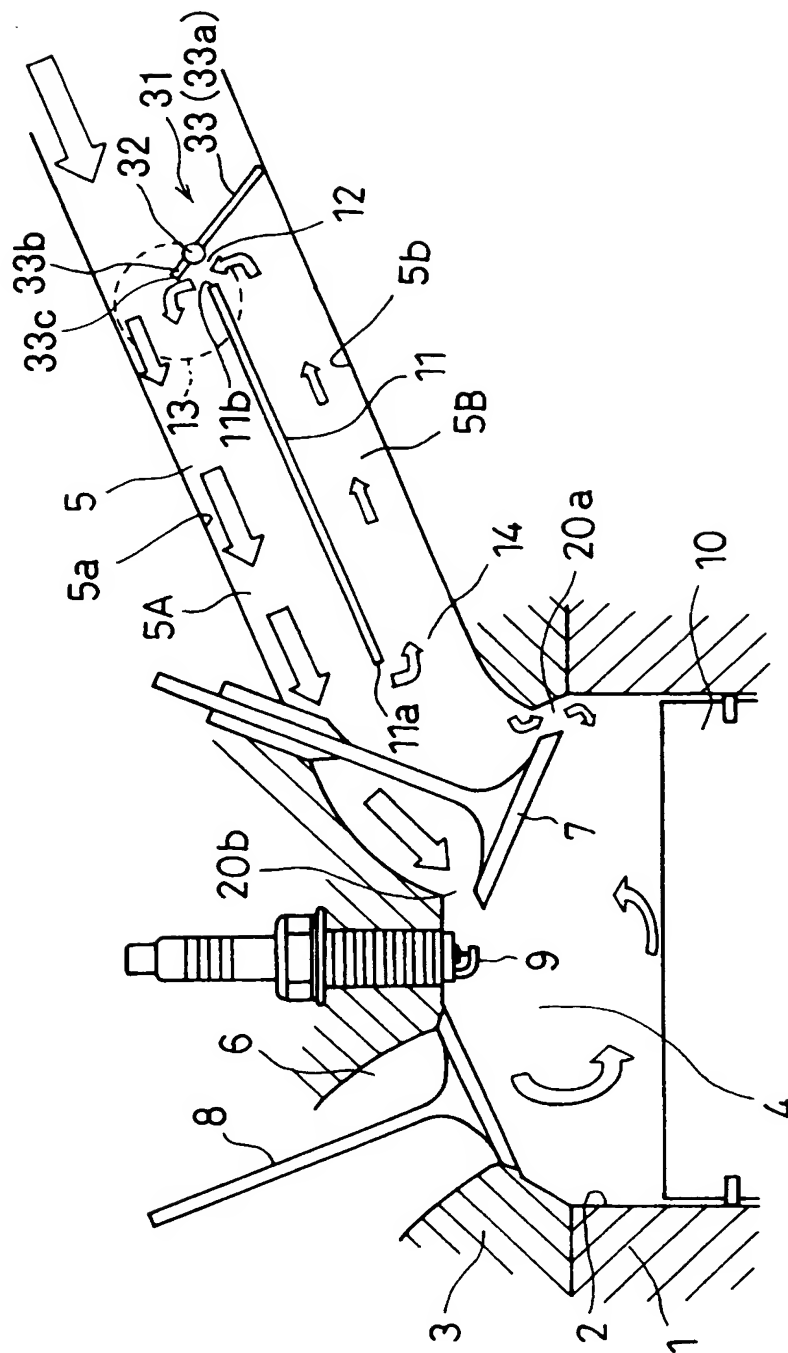
【図 1】



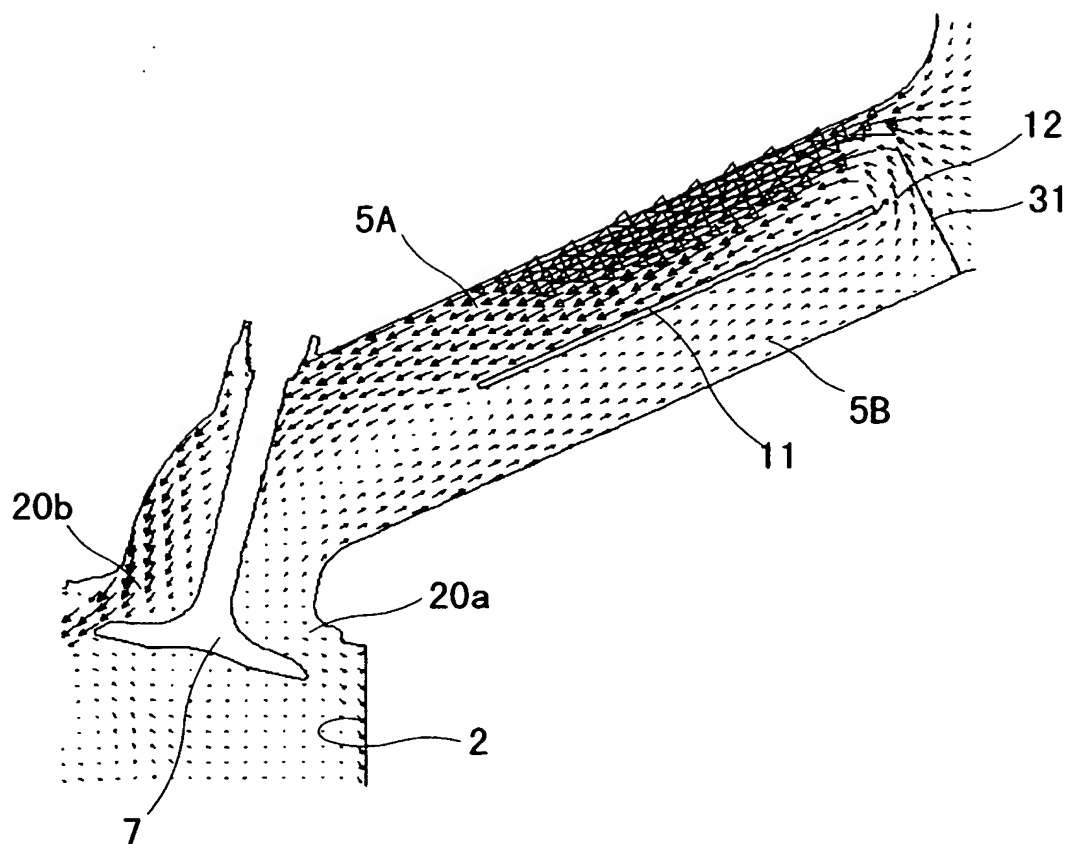
【図 2】



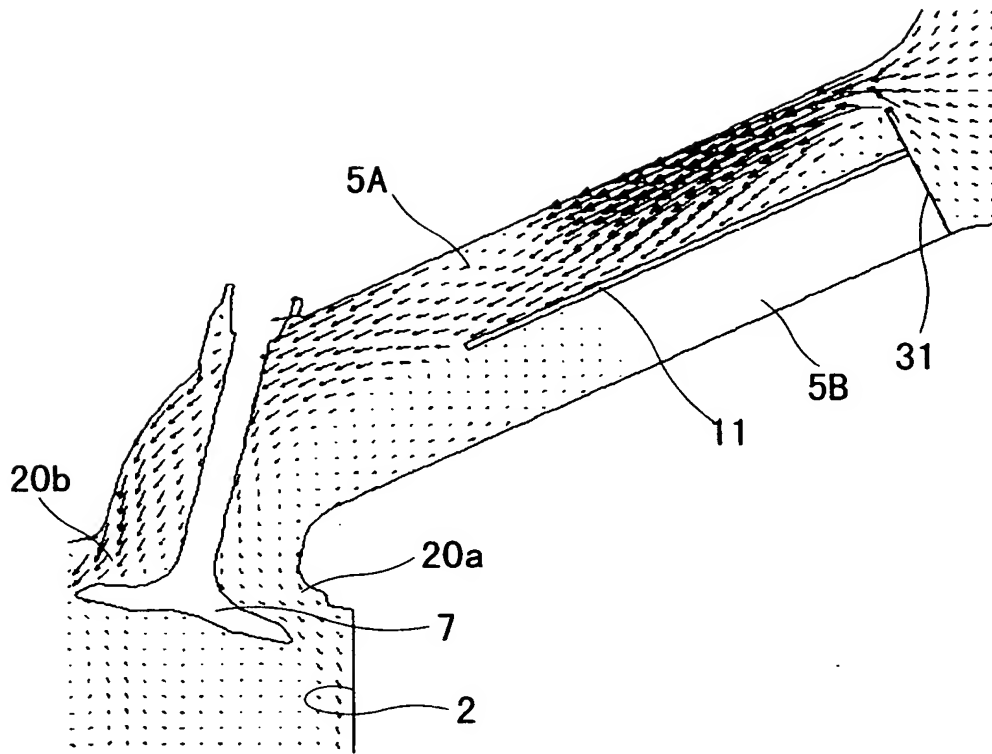
【図 3】



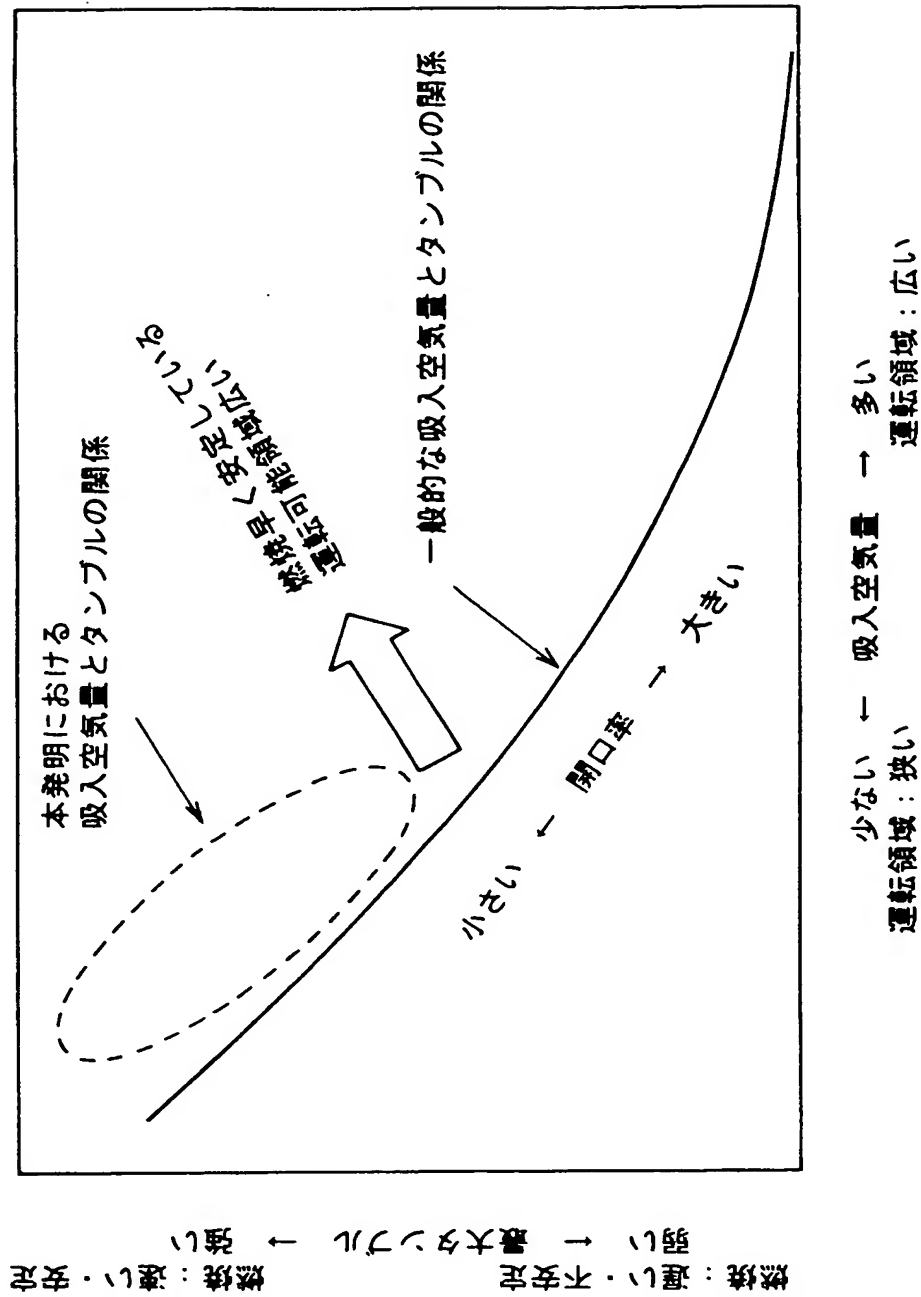
【図 4】



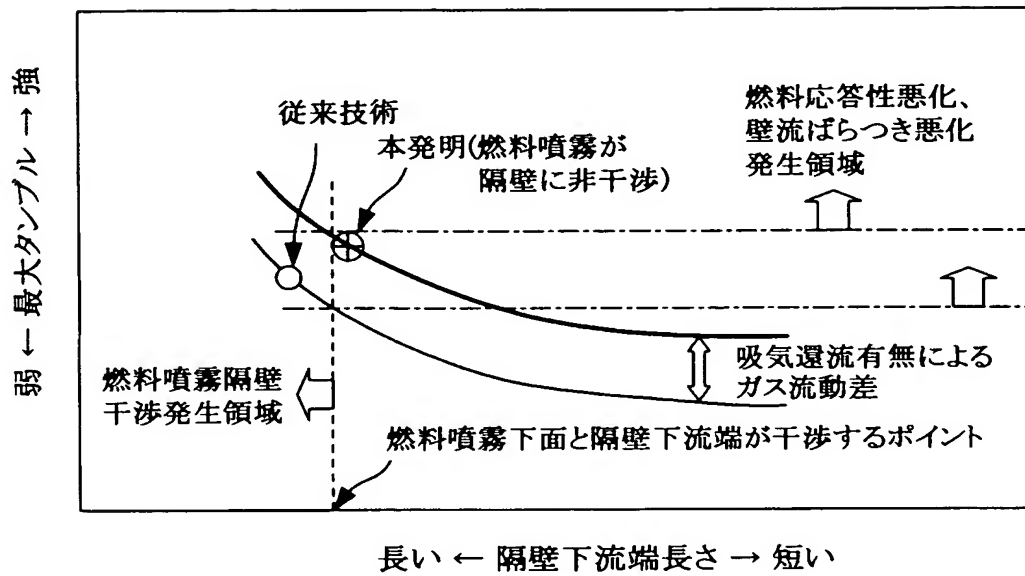
【図 5】



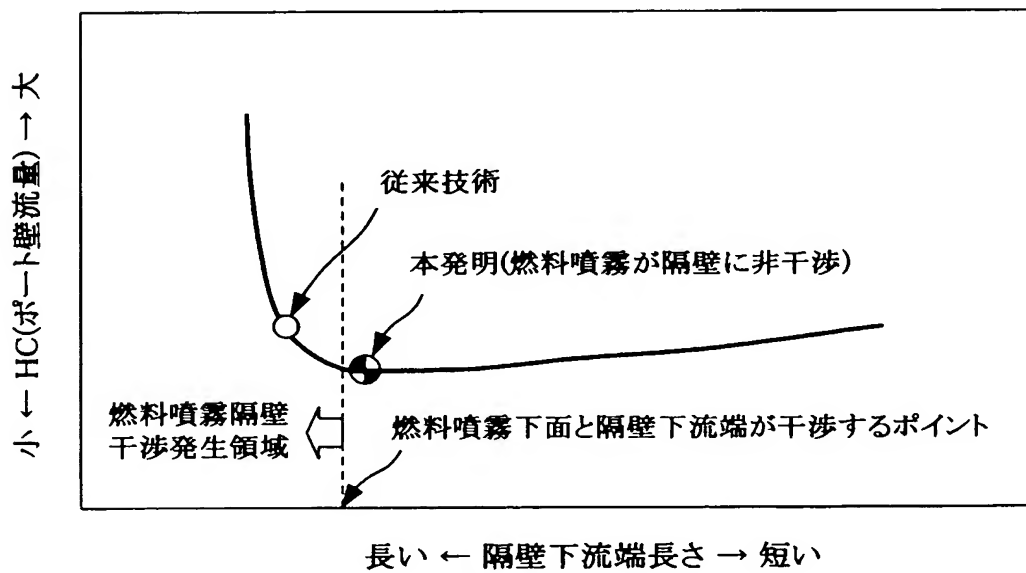
【図6】



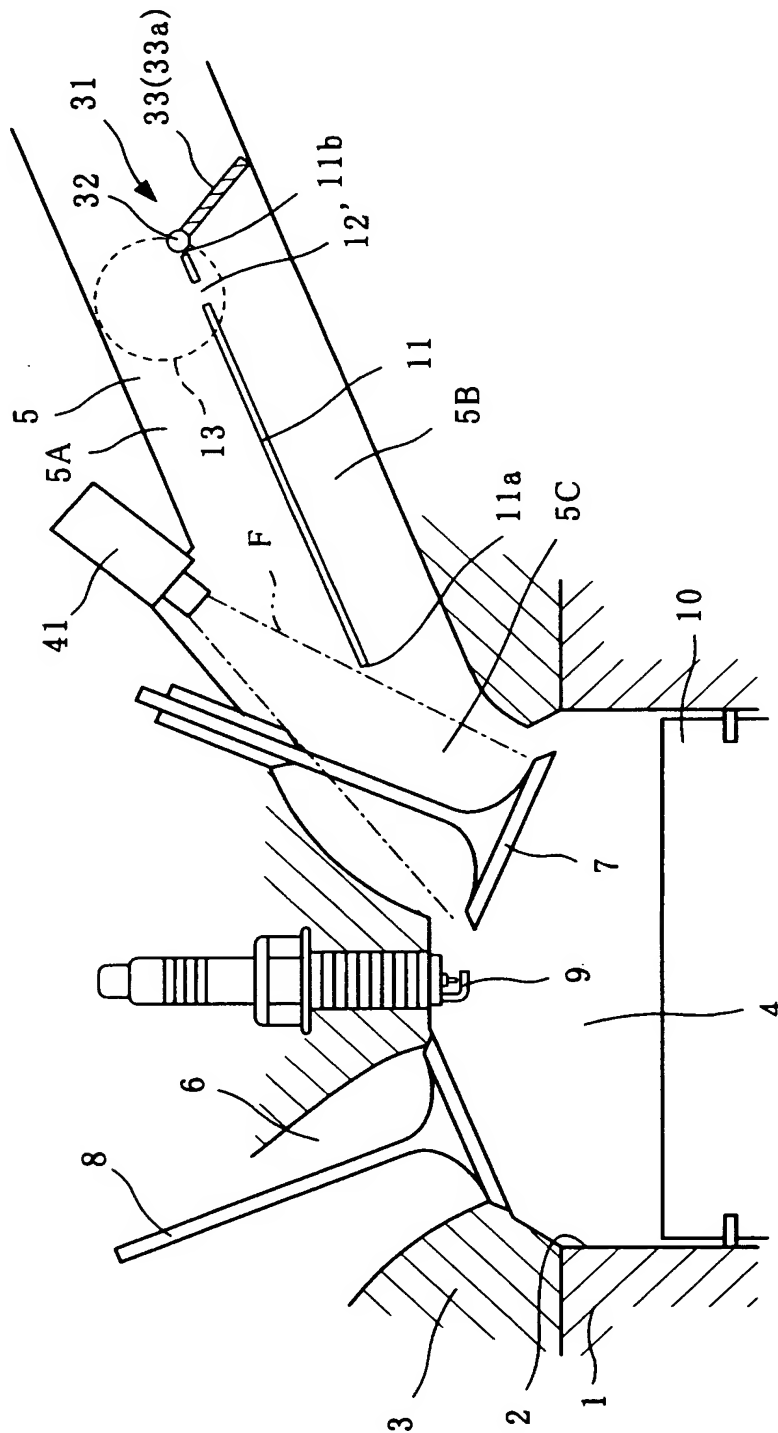
【図 7】



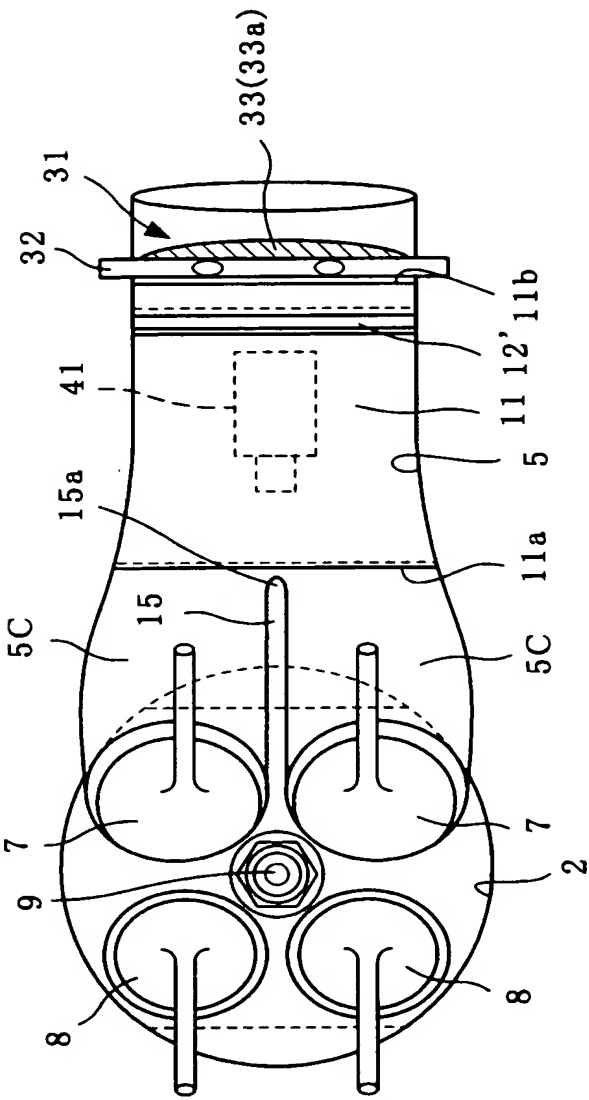
【図 8】



【図9】



【図 10】





【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート 5 の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ 2 内のタンブルを強化するとともに、H C の悪化等を回避する。

【解決手段】 吸気ポート 5 内に長手方向に沿った隔壁 1 1 が設けられ、上側の第 1 流路 5 A と下側の第 2 流路 5 B とに区画される。隔壁 1 1 の上流側に吸気制御弁 3 1 が配置され、隔壁 1 1 と弁体 3 3 との間に間隙 1 2 が形成される。吸気制御弁 3 1 を閉位置とすると、吸気流が上側の第 1 流路 5 A のみに絞られると同時に、弁体 3 3 下流に低圧領域が生じ、その圧力差によって、第 2 流路 5 B の下流端から吸気を取り込まれ、間隙 1 2 から第 1 流路 5 A へと還流する。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間を通る流量が減少し、上側の弁隙間を通る流量が増大して、タンブルがより強化される。燃料噴射弁 4 1 からの噴霧 F が隔壁 1 1 に衝突しない限界まで隔壁 1 1 が下流側へ延長されている。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 3 - 1 0 0 1 9 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 3 1 日
[変更理由]	新規登録
住 所	神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
氏 名	日産自動車株式会社